

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra aplikované mechaniky

Statický výpočet rovinného mechanismu vrtné soupravy

Static Analysis of the Planar Mechanism of the Drilling Rig

Student:

Jiřina Kurjanová

Vedoucí bakalářské práce:

Mgr. Ing. Alena Bilošová, Ph.D.

Ostrava 2017

Zadání bakalářské práce

Student: **Ing. Jiřina Kurjanová**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 3901R003 Aplikovaná mechanika
Téma: **Statický výpočet rovinného mechanismu vrtné soupravy**
Static Analysis of the Planar Mechanism of the Drilling Rig
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Úvod a specifikace požadavků zadavatele Huisman Konstrukce, s.r.o..
2. Popis vrtné soupravy, specifikace parametrů potřebných pro statický výpočet.
3. Návrh kinematického schématu řešeného mechanismu.
4. Sestavení rovnic rovnováhy pro 2 varianty výpočtu - bez uvažování vlivu pasívních odporů a s uvažováním jejich vlivu.
5. Provedení výpočtů s využitím např. softwaru MathCad.
6. Srovnání obou variant výpočtu, formulace závěrů a doporučení pro zadavatele.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. Juliš, K., Tepřík, O., Slavík, A. *Statika*, Praha: SNTL, 1987.
2. Hlaváčková, M. *Počítačová podpora zpracování týmových projektů - MathCad* [online]. Dostupný z WWW: <<http://elearning-330.vsb.cz/mathcad/index.htm>>.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Mgr. Ing. Alena Bilošová, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Ing. Radim Halama, Ph.D.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16.5. 2017

Jiřína Kurjamonová

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.

- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).

- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB - TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.

- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.

- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 16.5. 2017

Jiřina Kurjanová
.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jiřina Kurjanová

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Alžírská 1524
708 00 Ostrava-Poruba

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KURJANOVÁ, J. *Statický výpočet rovinného mechanismu vrtné soupravy: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky, 2017, 38 stran, vedoucí práce: Bilošová, A.

Bakalářská práce je zaměřena na porovnání síly pro pohyb mechanismu pro zvedání vrtné věže vrtné soupravy v případě, kdy je zanedbán vliv pasivního odporu nebo ne. Zabývá se řešením závislosti polohy členů mechanismu na úhlu rotace vrtné věže analytickou metodou. V úvodu je specifikace parametrů a princip mechanismu pro zvedání vrtné věže. Kinematické řešení mechanismu je založeno na stanovení vztahů popisujících polohu jednotlivých uzlů v závislosti na řídicím úhlu. Statické řešení mechanismu je výpočtem pomocí rovnic rovnováhy reakcí a sil. V závěru je uvedena analýza vlivu zahrnutí čepového tření do výpočtu. Bylo zjištěno, že zahrnutí vlivu pasivních odporů způsobí zvýšení potřebné síly do 1 %.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

KURJANOVÁ, J. *Static Analysis of the Planar Mechanism of the Drilling Rig: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava. Faculty of Mechanical Engineering, Department of Applied Mechanics, 2017, 38 pages, Thesis head: Bilošová, A.

The bachelor thesis is focused on force comparison for movement of the mechanism of the Drilling rig tower in case the influence of passive resistances is neglected or not. It deals with the solution of position dependence of the mechanism members on a rotation angle of the drilling tower by the analytical method. The introduction is the specification of parameters and principle of the mechanism for lifting the drilling tower. The kinematic solution of the mechanism is based on determination of the determination of the basic relations describing the individual nodes position depending on the steering angle. Static solution of the mechanism is calculated by means of equations of equilibrium reactions and forces. Analysis of the influence of inclusion of pin friction on the calculation is presented in the conclusion. It has been found that inclusion of the influence of friction will increase the required force up to 1%.

Poděkování

Ráda bych poděkovala své vedoucí bakalářské práce Mgr. Ing. Aleně Bilošové Ph.D. za odborné vedení, za pomoc a rady při jejím zpracování.

Mé poděkování patří též Ing. Vladislavu Berinštetovi za odborné připomínky a rady.

Seznam použitých zkratk a symbolů

A	[-]	Čep mezi věží a základnou
B	[-]	Čep mezi věží a podpěrou
C	[-]	Těžiště věže
D	[-]	Čep mezi rámem a základnou
E	[-]	Čep mezi rámem a podpěrou
F	[-]	Osa kladek rámu
F1	[N]	Síla ve směru lan
G1	[N]	Tíha věže
G2	[N]	Složka tíhy podpěry v bodě B
G3	[N]	Složka tíhy podpěry v bodě E
G4	[N]	Tíha rámu
Given,		
Find		Příkaz pro výpočet soustavy lineárních rovnic
Gp	[N]	Tíha podpěry
H	[-]	Osa kladek v základně
Ma	[Nm]	Moment čepového tření v bodě A
M _č	[Nm]	Moment čepového tření
Md	[Nm]	Moment čepového tření v bodě D
Ra	[N]	Reakce v bodě A
Rax	[N]	Složka reakce v bodě A ve směru osy x
Ray	[N]	Složka reakce v bodě A ve směru osy y
Rb	[N]	Reakce v bodě B
Rd	[N]	Reakce v bodě D
Rdx	[N]	Složka reakce v bodě D ve směru osy x
Rdy	[N]	Složka reakce v bodě D ve směru osy y
Re1	[N]	Reakce v bodě E
Rta	[N]	Reakce v bodě A
Rtax	[N]	Složka reakce v bodě A ve směru osy x
Rtay	[N]	Složka reakce v bodě A ve směru osy y
Rtb	[N]	Reakce v bodě B
Rtd	[N]	Reakce v bodě D

Rtdx	[N]	Složka reakce v bodě D ve směru osy x
Rtdy	[N]	Složka reakce v bodě D ve směru osy y
Rte1	[N]	Reakce v bodě E
V	[-]	Vyjádření výsledku úhlu γ, θ
a	[mm]	Vzdálenost mezi body AB
b	[mm]	Vzdálenost mezi body AB
c1	[mm]	Vzdálenost mezi body BC
d	[mm]	Vzdálenost mezi body ED
f	[-]	Součinitel tření
f_c	[-]	Součinitel čepového tření
g	[ms ⁻²]	Tíhové zrychlení
h	[mm]	Vzdálenost mezi body DE
i	[-]	Stupeň volnosti
j	[mm]	Vzdálenost mezi body těžištěm rámu a D
j_m	[-]	Počet vazeb, které odebírají jeden stupeň volnosti
k	[mm]	Vzdálenost, která je kolmá na lano k bodu D
k_m	[-]	Počet kloubových vazeb
11	[mm]	Vzdálenost mezi čepy kolmo k ose věže
12	[mm]	Vzdálenost mezi čepy paralelně s osou věže
13	[mm]	Vzdálenost mezi čepy u podpěry
14	[mm]	Vodorovný rozměr mezi čepy u rámu a základny
15	[mm]	Svislý rozměr mezi čepem pro základnu a kladkami
16	[mm]	Svislý rozměr mezi čepy u rámu
17	[mm]	Vodorovný rozměr mezi kladkami a čepem pro věž
18	[mm]	Vodorovný rozměr mezi čepem pro věž a čepem pro rám
19	[mm]	Svislý rozměr mezi čepem pro věž a čepem pro rám
110	[mm]	Svislý rozměr mezi kladkami a čepem pro věž
m1	[kg]	Hmotnost věže
m2	[kg]	Hmotnost podpěry
m3	[kg]	Hmotnost rámu
n_m	[-]	Počet všech členů soustavy
p_m	[-]	Počet vazeb posuvných
r1	[mm]	Poloměr čepu mezi věží a základnou
r2	[mm]	Poloměr čepu mezi rámem a základnou
r_c	[mm]	Poloměr čepu

t_1	[mm]	Vzdálenost těžiště paralelně s osou věže
t_2	[mm]	Vodorovná vzdálenost těžiště věže od čepu.
t_3	[mm]	Vzdálenost těžiště od čepu rámu u podpěry
t_4	[mm]	Vzdálenost těžiště od čepu věže u podpěry
t_5	[mm]-	Vzdálenost těžiště od čepu věže u podpěry
v_m	[-]	Počet vazeb valivých
α	[°]	Úhel mezi úsečkou AC a vodorovnou osou
β	[°]	Doplňkový úhel pro výpočet
γ	[°]	Úhel mezi úsečkou DE a svislou osou
δ	[°]	Úhel mezi úsečkou BE a svislou osou
ε	[°]	Úhel mezi úsečkou AC a podélnou osou vrtné věže
η	[°]	Úhel mezi podélnou a vodorovnou osou při zvedání vrtné věže
θ	[°]	Úhel mezi úsečkami ED a EF z obecného trojúhelníku DEF
κ	[°]	Úhel mezi lany a svislou osou
π	[-]	Ludolfovo číslo
ξ	[°]	Úhel mezi úsečkou DE a podélnou osou rámu
ψ	[°]	Úhel mezi úsečkami AB a CD z obecného trojúhelníku ABC

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů	7
1 Úvod	11
2 Specifikace řešeného mechanismu	11
2.1 Popis vrtné soupravy	11
2.2 Základní rozměry mechanismu	13
2.3 Popis rovinného mechanismu	15
2.4 Součinitel čepového tření	16
2.5 Těžiště	18
2.6 Kinematický rozbor	19
3 Řešení geometrických závislostí mechanismu	21
3.1 Výpočet doplňkových rozměrů a úhlů	21
3.2 Určení úhlů β , γ , δ , κ , η jako funkce úhlu α	23
3.3 Určení rozměrů a , b , c_1 , d , h , j a k jako funkce úhlu α	26
4 Řešení síly v laně a reakcí ve vazbách	28
4.1 Rovnice rovnováhy, výpočet reakcí a síly bez pasivních odporů	28
4.2 Rovnice rovnováhy, výpočet reakcí, sil s uvažováním čepového tření	31
4.3 Srovnání výsledků	36
5 Závěr	37
6 Seznam použité literatury	38

1 Úvod

Má bakalářská práce se zabývá mechanismem na zvedání vrtné věže z vodorovné polohy do svislé polohy vrtné soupravy, která slouží pro hledání ložisek ropy a zemního plynu. Účelem je porovnat změnu síly potřebné pro zvedání věže, pokud se do výpočtu zahrne vliv pasivního odporu v čepích, nebo se tento vliv zanedbá.

Pro výpočet byly poskytnuty základní rozměry mechanismu, rozměry čepů, materiál čepů a ložisek, specifikace, ve kterých čepích se bude uvažovat pasivní odpor od tření, váha vrtné věže, poloha těžiště věže, výkresy pro zjištění váhy a těžiště ostatních členů mechanismu.

Požadovaný je statický výpočet sil. Doporučený software pro zpracování výpočtu byl zadán Mathcad.

2 Specifikace řešeného mechanismu

2.1 Popis vrtné soupravy

Vrtná kontejnerizovatelná souprava na obrázku 2.1 provádí vrtání až do hloubky 6 kilometrů pod zemský povrch. Její věž na obrázku 2.2 je vysoká 38 metrů s nosností 360 tun. Celá souprava váží okolo 400 tun. Její obrovskou výhodou je, že se dá rozložit na 25 modulů, které mají standardní rozměry kontejneru, viz obrázek 2.4. Souprava je rozložena za 24 hodin a stejně dlouho trvá i složení. Na obrázku 2.3 je vidět rychlá demontáž, při které se provádí spouštění věže. Souprava je revoluční v rychlosti přesunu z jednoho vrtu na druhý. Kontejnery se transportují buď kamionem, vlakem nebo lodí. Takto může být použita kdekoliv na světě a přeprava není problémem. Potřebuje malou plochu pro instalaci. [1]



Obr. 2.1 Celkový pohled na vrtnou soupravu



Obr. 2.2 Vrtná věž

Díky plné automatizaci obsluhy vrtné soupravy umožňuje zařízení provoz bez přítomnosti osádky na vrtné plošině a tím zásadně přispívá k vyšší bezpečnosti pracovníků, protože odpadá ruční manipulace s trubkami.

Souprava disponuje pokročilým systémem vrtání, kdy souběžně probíhá vrtání i zajištění vrtu proti zborcení. Tento systém znamená výrazné zrychlení činnosti ve srovnání s obvyklými systémy.



Obr. 2.3 Vrtná věž při spouštění

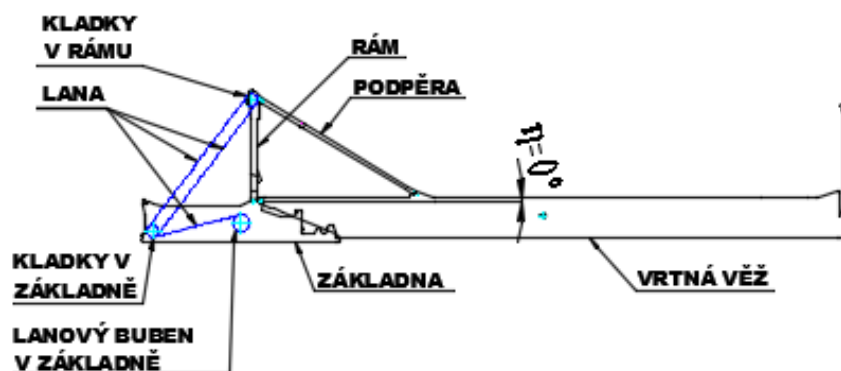
Vrtná souprava je vyrobená na klíč podle specifických požadavků zákazníka. Na žádost mohou být nainstalovány přídatné moduly.



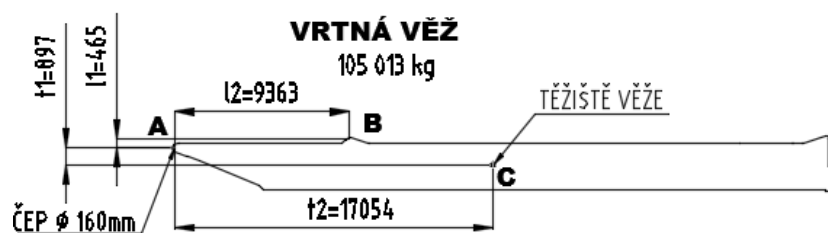
Obr. 2.4 Modul na kamionu

2.2 Základní rozměry mechanismu

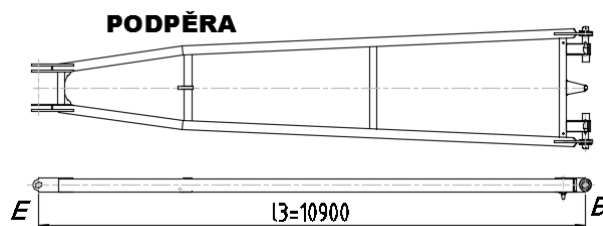
Na obrázcích 2.5, 2.6, 2.7, 2.8 a 2.9 je znázorněná poloha základních rozměrů a popis jednotlivých částí mechanismu.



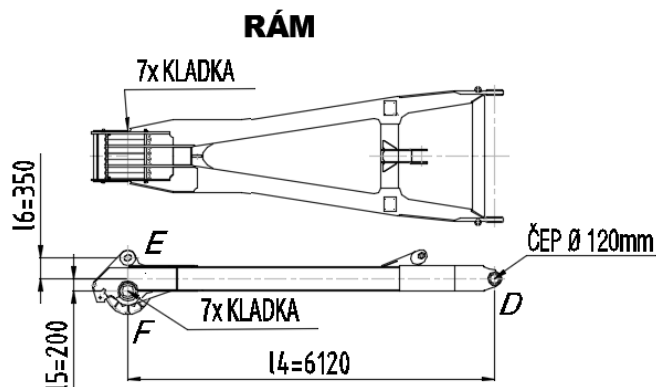
Obr. 2.5 Základní popis části vrtné soupravy



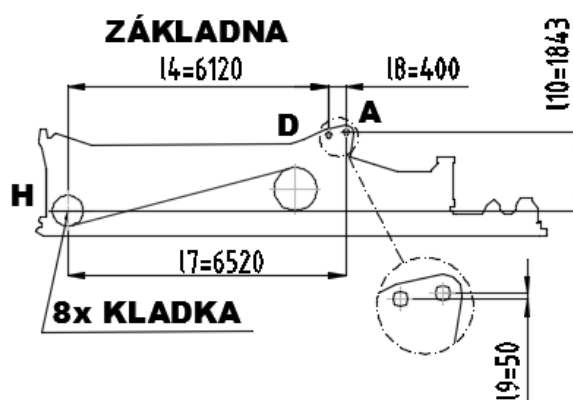
Obr. 2.6 Rozměry věže a poloha těžiště



Obr. 2.7 Rozměr podpěry



Obr. 2.8 Rozměry rámu



Obr. 2.9 Rozměry základny

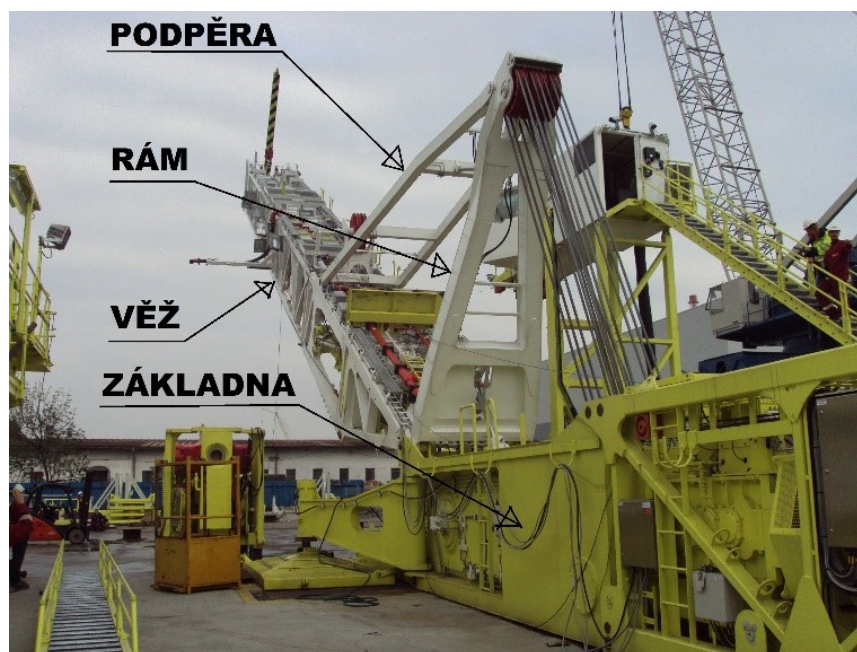
Materiál čepů je ocel 30CrNiMo8 a materiál kluzných ložisek, ve kterých se čepy otáčejí, je bronz MS13. Ložisko není mazáno.

umístění	popis veličiny	označ.	hodnota	Jedn.
věž	hmotnost	m1	105013	kg
	vzdálenost těžiště paralelně s osou věže	t1	897	mm
	vzdálenost těžiště kolmo k ose věže	t2	17054	mm
	vzdálenost mezi čepy kolmo k ose věže	l1	465	mm
	vzdálenost mezi čepy paralelně s osou věže	l2	9363	mm
podpěra	vzdálenost mezi čepy	l3	10900	mm
rám a základ.	vodorovný rozměr mezi čepy	l4	6120	mm
rám	svislý rozměr mezi čepem pro základnu a kladkami	l5	200	mm
	svislý rozměr mezi čepy	l6	350	mm
základna	vodorovný rozměr mezi kladkami a čepem pro věž	l7	6520	mm
	vodorovný rozměr mezi čepem pro věž a čepem pro rám	l8	400	mm
	svislý rozměr mezi čepem pro věž a čepem pro rám	l9	50	mm
	svislý rozměr mezi kladkami a čepem pro věž	l10	1843	mm
věž a základ.	poloměr čepu mezi věží a základnou	r1	80	mm
rám a základ.	Poloměr čepu mezi rámem a základnou	r2	60	mm

Tab. 1 Zadané rozměry

2.3 Popis rovinného mechanismu

Na základě skutečných rozměrů vrtné soupravy byl definován rovinný mechanismus, který byl použit pro výpočty. Tento rovinný mechanismus, který je znázorněn na obrázku 2.10, se skládá z rámu, podpěry a vrtné věže. Rám a vrtná věž jsou uchyceny pomocí čepů v základně. Mezi věží a rámem je pomocí čepů uchycená podpěra. Sílu pro zvednutí věže do svislé polohy zprostředkovává lano, které je vedeno mezi 7 kladkami v rámu a 8 kladkami v základně a navíjí se na lanový buben v základně. Pohyb věže je z polohy vodorovné (obrázek 2.14) do polohy svislé (obrázek 2.13), při zvedání a je z polohy svislé do polohy vodorovné při spouštění. Po zvednutí podpěra zajišťuje věž ve svislé pracovní poloze, kdy věž vrtá. V poloze vodorovné se věž sestavuje dohromady ze tří modulů na místě vrtu, nebo se věž demontuje na jednotlivé moduly pro přepravu.



Obr. 2.10 Popis mechanismu pro zvedání a spouštění věže

Spojení podpěry s věží během montáže se provádí přes hydraulicky ovládané čepy. Tím pádem odpadá práce ve výšce. Umístění mechanismu před zvedáním a po zvedání se děje pomocí dvou hydraulických válců. Vlastní zvedání věže je realizováno pouze pomocí napínání lana.

Proces spouštění je možné vidět na videu www.youtube.com/watch?v=jgAkye6svgQ od 6 minuty videa a zvedání od 11 minuty. Obrázky 2.11 a 2.12 jsou z uvedeného videa.

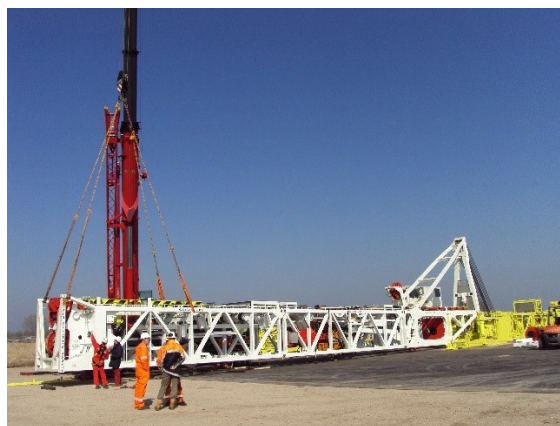


Obr. 2.11 Pohyb mechanismu při zvedání Obr. 2.12 Montáž mechanismu

Mezi jednotlivými polohami věže je úhel $\eta = 90^\circ$.



Obr. 2.13 Věž ve svislé poloze



Obr. 2.14 Věž ve vodorovné poloze

2.4 Součinitel čepového tření

Při pohybu mechanismu dochází k tření mezi čepem a ložiskem. To se jeví jako odpor proti pohybu. Tento odpor se vyjádří pro výpočet jako moment čepového tření. Moment působí proti směru rotace.

$$M_{\text{č}} = F_{\text{př}} \cdot f_{\text{č}} \cdot r_{\text{č}}$$

Kde:

$M_{\text{č}}$... moment čepového tření

$f_{\text{č}}$... součinitel čepového tření

$r_{\text{č}}$... poloměr čepu

Součinitel čepového tření je v různých zdrojích, různě vyjádřen.

a) Studijní materiály VŠB-TU Ostrava [2], Skripta Statika a dynamika VŠB-TU Ostrava [3]

$$f_{\text{č}} = \frac{f}{\sqrt{1 + f^2}}$$

Kde:

f...součinitel smykového tření

b) Studijní materiály fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni [4], učebnice Mechanika Statika [5]

Pro nezaběhnuté plochy $f_{\zeta} = 1,5 \cdot f$ a pro zaběhnuté plochy $f_{\zeta} = 1,25 \cdot f$

c) Studijní materiály Technické univerzity v Liberci [6], učebnice Mechanika – Statika [7]

Pro nezaběhaný čep $f_{\zeta} = \frac{\pi}{2} \cdot f$ a pro zaběhaný čep $f_{\zeta} = \frac{4}{\pi} \cdot f$

d) Studijní materiály Českého vysokého učení technického v Praze [8]

Pro čep uložený v nepřiléhavém ložisku

$$f_{\zeta} = \frac{f}{\sqrt{1 + f^2}}$$

Pro čep uložený v těsném ložisku

$$f_{\zeta} = \alpha_{\zeta} \cdot \frac{f}{\sqrt{1 + f^2}}$$

Kde α_{ζ} ...úhel odklonu síly, která způsobí, že se dá těleso do pohybu

e) Učebnice Mechanika I. díl [9]

Podle hypotézy, že na dosedací ploše mezi čepem a pánví ložiska vzniká konstantní měrný tlak (Weissbach), protože partie s vyšším tlakem se rychleji opotřebyují

$$f_{\zeta} = 1,57 \cdot f$$

a podle hypotézy, že opotřebení ve směru zátěžné síly je v celé ploše stejné – tlak však není rovnoměrně rozdělen $f_{\zeta} = 1,27 \cdot f$

V mechanismu je použit čep v bronzovém ložisku, který je zde natěsno a není mazán. Vzhledem k tomu, že čep rotuje pouze při vzpřímení a spouštění věže, považuji čep za nezaběhaný. Zvolila jsem vztah pro čepové tření podle bodu c $f_{\zeta} = \frac{\pi}{2} \cdot f$. Tato varianta je obdobou i dalších variant, neboť předpokládám, že výraz $\frac{\pi}{2} = 1,5708$ je zaokrouhlen na 1,57 v bodě e, a přibližuje se hodnotě 1,5 v bodě b.

Hodnotu součinitel tření mezi ocelí a bronzem pro nemazané ložisko volím z tabulek pro smykové tření $f=0,18$.

Hodnota čepového tření je pak:

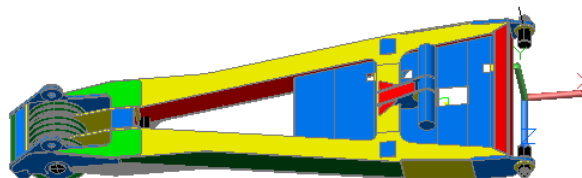
$$f_{\zeta} = \frac{\pi}{2} \cdot f = \frac{\pi}{2} \cdot 0,18$$

$$f_{\zeta} = 0,28$$

2.5 Těžiště

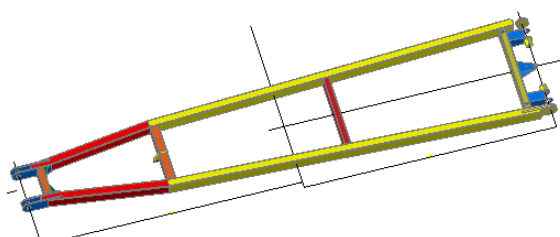
Z výkresů podpěry a rámu jsem vymodelovala 3D model v softwaru Autocad. Následně jsem zjistila vlastnosti modelu, kde jednou z informací je poloha těžiště od předem zvoleného bodu. Na obrázcích 2.15 a 2.16 je možné vidět zjištění polohy těžiště. Na obrázku 2.17 a 2.18 je vyznačena poloha vůči čepům.

TĚLESA			
Hmotnost:	419491459.56		
Objem:	419491459.56		
Ohraničující kvádr:	X: -6731.56	--	87.50
	Y: -552.48	--	527.52
	Z: -0.25	--	1235.00
Těžiště:	X: -4247.07		
	Y: -0.25		
	Z: -0.25		
Momenty setrvačnosti:	X: 1.04E+14		

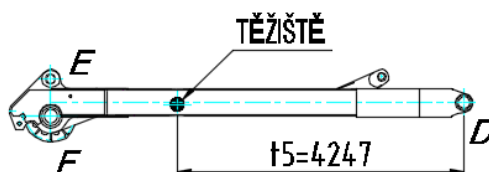


Obr. 2.15 3D model rámu v Autocadu

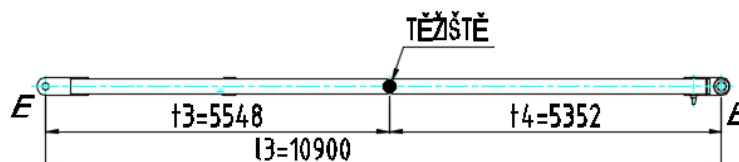
TĚLESA			
Hmotnost:	248748561.81		
Objem:	248748561.81		
Ohraničující kvádr:	X: -11035.00	--	135.00
	Y: -1174.19	--	1174.19
	Z: -0.03	--	141.08
Těžiště:	X: -5352.39		
	Y: -0.03		
	Z: -0.03		
Momenty setrvačnosti:	X: 1.53E+14		
	Y: 1.03E+16		
	Z: 1.04E+16		
Deviační momenty:	XY: -1.40E+12		
	YZ: 7256061379.11		
	ZX: 1079106650681.17		



Obr. 2.16 3D model podpěry v Autocadu



Obr. 2.17 Poloha těžiště rámu



Obr. 2.18 Poloha těžiště podpěry

Z výkresů bylo zjištěna hmotnost podpěry $m_2=2084\text{kg}$ a rámu včetně kladek $m_3=3750\text{kg}$.

umístění	popis veličiny	označ.	hodnota	Jedn.
podpěra	hmotnost	m2	2084	kg
	vzdálenost těžiště od čepu rámu	t3	5548	mm
	vzdálenost těžiště od čepu věže	t4	5352	mm
rám	hmotnost	m3	3750	kg
	vzdálenost těžiště od čepu základny	t5	4247	mm

Tab. 2 Hmotnosti a rozměry těžiště

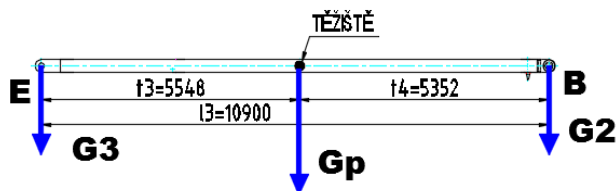
Výpočet tíhy z hmotností

$$\text{věž} \quad G_1 = m_1 \cdot g = 105013 \text{ kg} \cdot 9,807 \text{ ms}^{-2} = 1029 \text{ kN}$$

$$\text{podpěra} \quad G_p = m_2 \cdot g = 2084 \text{ kg} \cdot 9,807 \text{ ms}^{-2} = 20437 \text{ N}$$

$$\text{rám} \quad G_4 = m_3 \cdot g = 3750 \text{ kg} \cdot 9,807 \text{ ms}^{-2} = 36776 \text{ N}$$

Rozklad tíhy podpěry pro zjednodušení výpočtu v Mathcadu [10] je znázorněno na obrázku 2.19.



Obr. 2.19 Schéma podpěry pro rozklad tíhy

$$G_p = G_2 + G_3$$

$$\text{Pro bod E} \quad G_p \cdot t_3 = G_2 \cdot l_3 + G_3 \cdot 0 \text{ mm}$$

$$\text{Pro bod B} \quad G_p \cdot t_4 = G_2 \cdot 0 \text{ mm} + G_3 \cdot l_3$$

$$G_2 = \frac{G_p \cdot t_3}{l_3} = \frac{20437 \cdot 5548}{10900} = 10402 \text{ N}$$

$$G_3 = \frac{G_p \cdot t_4}{l_3} = \frac{20437 \cdot 5352}{10900} = 10035 \text{ N}$$

$$\text{Kontrola} \quad G_p = G_2 + G_3 = 10402 + 10035 = 20437 \text{ N}$$

2.6 Kinematický rozbor

Mechanismus pro zvedání vrtné věže je čtyřkloubový rovinný mechanismus viz obrázek 2.20. Mechanismus je několik těles spojených navzájem vazbami a jedná se o pohyblivou soustavu. Statickým řešením soustavy těles je myšleno určení hodnot reakcí ve všech vazbách. Jestli se jedná o staticky přeurlčitou soustavu, zjistíme ze stupně volnosti i . Stupeň volnosti i se zjistí z tvaru strukturální rovnice [11]

$$i = 3 \cdot (n_m - 1) - 2 \cdot (k_m + p_m + v_m) - j_m$$

Kde:

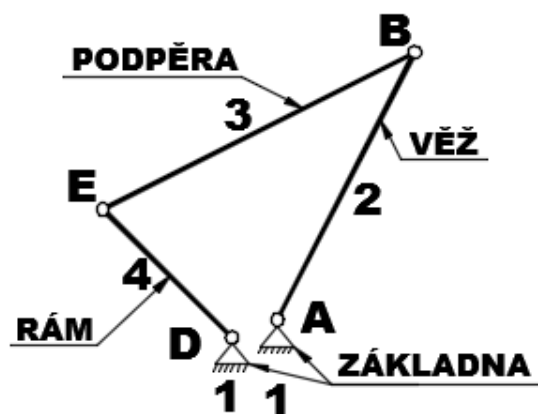
n_m ...počet všech členů soustavy včetně rámu,

k_m ...počet kloubových vazeb

p_m ...počet vazeb posuvných

v_m ...počet vazeb valivých

j_m ...počet vazeb, které odebírají jeden stupeň volnosti



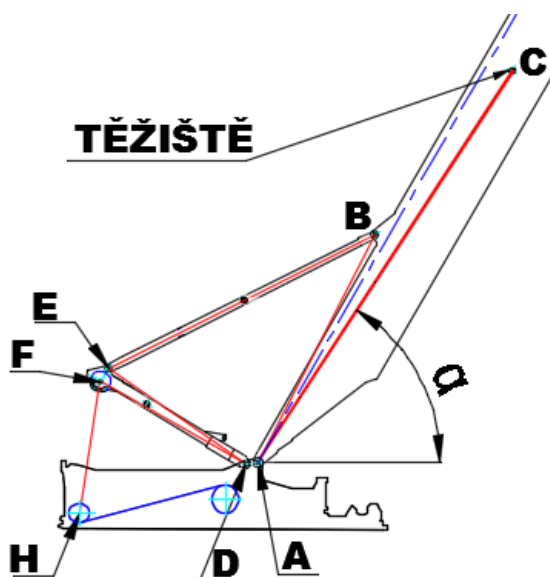
Obr. 2.20 Kinematické schéma pro určení stupně volnosti i

Počet členů soustavy $n_m = 4$, počet kloubových vazeb $k_m = 4$

$$i = 3 \cdot (4 - 1) - 2 \cdot (4 + 0 + 0) - 0$$

$$i = 1$$

Výpočet potvrdil, že se jedná o statickou soustavu přeurlčitou, tedy pohyblivou soustavu - mechanismus s jedním stupněm volnosti, který má jednu nezávislou souřadnici. Ve výpočtu je touto nezávislou souřadnicí úhel α , úhel mezi spojnicí těžiště věže s čepem věže a vodorovnou osou – obrázek 2.21.



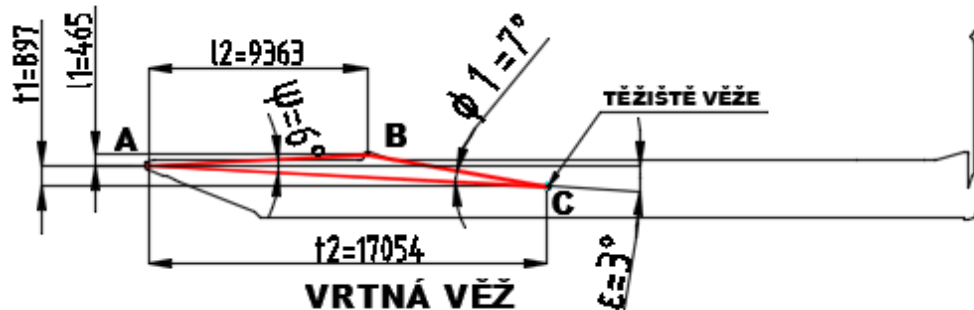
Obr. 2.21 Nezávislá souřadnice mechanismu α

Relevantní vzdálenosti, úhly a velikosti reakcí ve vazbách v libovolné poloze mechanismu jsou v následujících výpočtech vyjádřeny jako funkce této nezávislé souřadnice, úhlu α .

3 Řešení geometrických závislostí mechanismu

3.1 Výpočet doplňkových rozměrů a úhlů

Na obrázku 3.1 jsou znázorněné doplňkové rozměry a úhly pro výpočet věže



Obr. 3.1 Schéma pro výpočet rozměrů věže

Rozměry z tabulky 1

$$l1 := 465\text{mm} \quad l2 := 9363\text{mm} \quad t1 := 897\text{mm} \quad t2 := 17054\text{mm}$$

Délka úseček mezi body A, B a C

$$AC := \sqrt{t1^2 + t2^2} \quad AC = 17.078\text{m}$$

$$AB := \sqrt{l2^2 + l1^2} \quad AB = 9.375\text{m}$$

$$BC := \sqrt{(l1 + t1)^2 + (t2 - l2)^2} \quad BC = 7.811\text{m}$$

Úhel ψ mezi úsečkami AB a AC z obecného trojúhelníku ABC

$$BC^2 = AB^2 + AC^2 - 2 \cdot AB \cdot AC \cdot \cos(\psi)$$

$$\psi := \arccos \left[\frac{(AB^2 + AC^2 - BC^2)}{2 \cdot AB \cdot AC} \right]$$

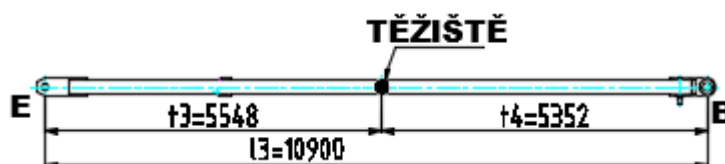
$$\psi = 6 \text{ deg}$$

Úhel ϵ mezi úsečkou AC a podélnou osou vrtné věže

$$\epsilon := \arctan \left(\frac{t1}{t2} \right)$$

$$\epsilon = 3 \text{ deg}$$

Na obrázku 3.2 jsou znázorněné doplňkové rozměry pro výpočet podpěry



Obr. 3.2 Schéma pro výpočet rozměrů podpěry

Rozměry z tabulky 1 a 2

$$l3 := 10900\text{mm}$$

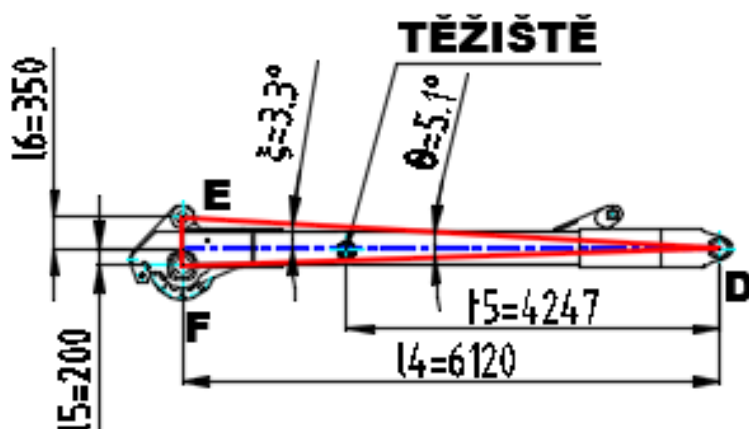
$$t3 := 5548\text{mm}$$

$$t4 := 5352\text{mm}$$

Délka úsečky mezi body B a E

$$BE := l3 \quad BE = 10.9\text{m}$$

Na obrázku 3.3 jsou znázorněné doplňkové rozměry a úhly pro výpočet rámu



Obr. 3.3 Schéma pro výpočet rozměrů rámu

Rozměry z tabulky 1 a 2

$$l4 := 6120\text{mm} \quad l5 := 200\text{mm} \quad l6 := 350\text{mm} \quad t5 := 4247\text{mm}$$

Délka úseček mezi body D, E a F

$$DE := \sqrt{l4^2 + l6^2} \quad DE = 6.13\text{m}$$

$$EF := l5 + l6 \quad EF = 0.55\text{m}$$

$$DF := \sqrt{l4^2 + l5^2} \quad DF = 6.123\text{m}$$

Úhel θ mezi úsečkami ED a EF z obecného trojúhelníku DEF

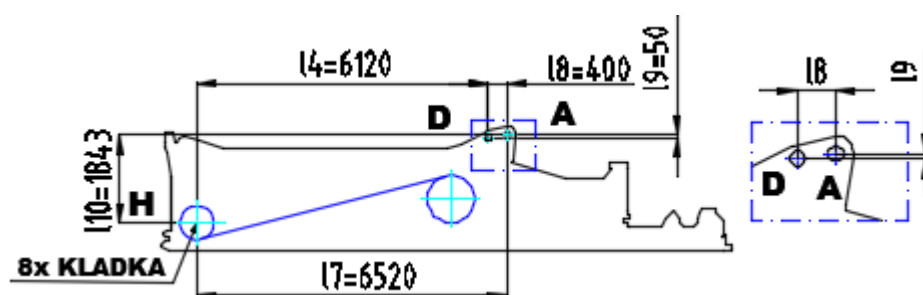
$$EF^2 = DE^2 + DF^2 - 2 \cdot DE \cdot DF \cdot \cos(\theta)$$

$$\theta := \arccos\left[\frac{(DE^2 + DF^2 - EF^2)}{2 \cdot DE \cdot DF}\right] \quad \theta = 5.145 \cdot \text{deg}$$

Úhel ξ mezi úsečkou ED a podélnou osou

$$\xi := \arctan\left(\frac{l6}{l4}\right) \quad \xi = 3.273 \cdot \text{deg}$$

Na obrázku 3.4 jsou znázorněné doplňkové rozměry pro výpočet základny

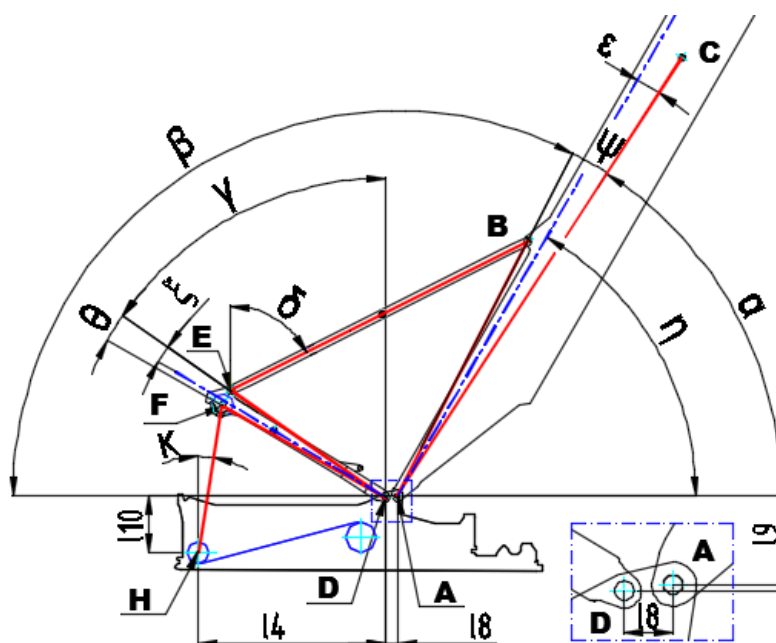


Obr. 3.4 Schéma základny s rozměry

Rozměry z tabulky 1

$l_4 = 6120\text{-mm}$ $l_7 := 6520\text{mm}$ $l_8 := 400\text{mm}$ $l_9 := 50\text{mm}$ $l_{10} := 1843\text{mm}$

3.2 Určení úhlů β , γ , δ , κ , η jako funkce úhlu α



Obr. 3.5 Schéma mechanismu s úhly

Na obrázku 3.5 jsou znázorněné rozměry pro výpočet. Úhel η mezi podélnou osou vrtné věže a vodorovnou osou se pohybuje při zvedání od 0° , kdy je ve věž vodorovné poloze, až po 90° , kdy je věž ve svislé poloze.

Vztah mezi úhlem α a η je $\alpha = \eta - \epsilon$, takže rozsah nezávislé proměnné α je α_{\min} až α_{\max} . Stanovení minimálního a maximálního úhlu α .

$$\alpha_{\min} := 0\text{deg} - \epsilon \quad \alpha_{\min} = -3\text{-deg}$$

$$\alpha_{\max} := (90\text{deg} - \epsilon) \quad \alpha_{\max} = 87\text{-deg}$$

Krok α_{12} úhlu α , který slouží pro zobrazení výsledků v grafu a v tabulkách

$$\alpha_{12} := 10\text{deg} - \epsilon \quad \alpha_{12} = 7\text{-deg}$$

Definování úhlu α pro výpočet, který se pohybuje od α_{\min} do α_{\max} s krokem α_{12}

$$\alpha := \alpha_{\min}, \alpha_{12} \dots \alpha_{\max}$$

Úhel β mezi úsečkou AB a vodorovnou osou

$$\beta(\alpha) := \pi - \alpha - \psi$$

Úhel η vyjádřený jako funkce úhlu α pro výpočet

$$\eta(\alpha) := \alpha + \varepsilon$$

Počáteční odhady úhlů pro výpočet v Mathcadu pomocí funkce Given a Find

$$\delta := 60 \text{ deg} \quad \gamma := -22 \text{ deg}$$

Rovnice pro výpočet úhlů γ a δ , přičemž úhel γ je mezi úsečkou DE a svislou osou a úhel δ je mezi úsečkou BE a svislou osou viz obrázek 3.5

Given

$$DE \cdot \sin(\gamma) + 18 = BE \cdot \sin(\delta) + AB \cdot \cos(\beta(\alpha))$$

$$AB \cdot \sin(\beta(\alpha)) + 19 = BE \cdot \cos(\delta) + DE \cdot \cos(\gamma)$$

$$V(\alpha) := \text{Find}(\gamma, \delta)$$

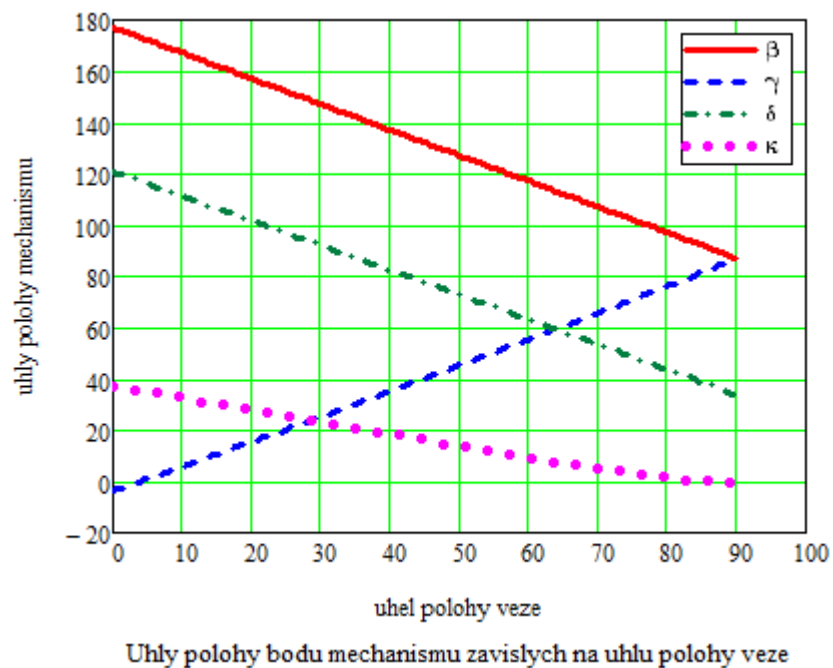
$$\gamma(\alpha) := V(\alpha)_0 \quad \delta(\alpha) := V(\alpha)_1$$

Úhel κ mezi lanem a svislou osou

$$\kappa(\alpha) := \text{atan} \left[\frac{14 - DF \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta - \gamma(\alpha)\right)}{DF \sin\left(\frac{\pi}{2} - \theta - \gamma(\alpha)\right) + (110 - 19)} \right]$$

$\alpha =$	$\eta(\alpha) =$	$\beta(\alpha) =$	$\gamma(\alpha) =$	$\delta(\alpha) =$	$\kappa(\alpha) =$
-3 · deg	0 · deg	177 · deg	-4 · deg	121 · deg	37 · deg
7	10	167	6	111	32
17	20	157	15	102	28
27	30	147	25	92	23
37	40	137	35	83	18
47	50	127	45	73	14
57	60	117	55	63	9
67	70	107	66	53	5
77	80	97	76	44	1
87	90	87	87	34	0

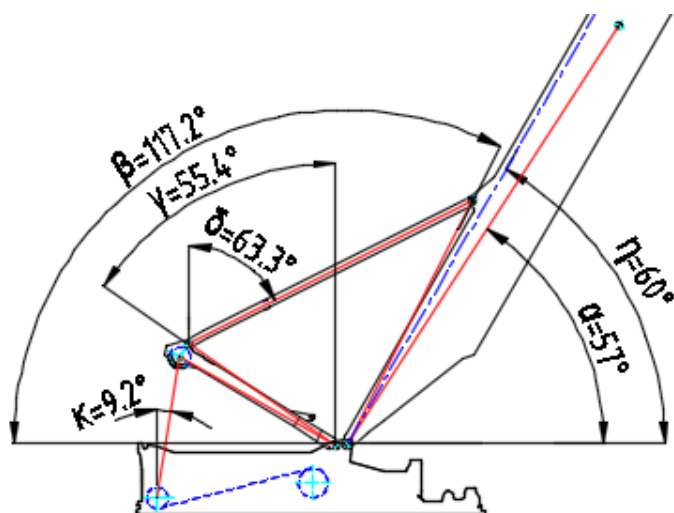
Tab. 3 Tabulky hodnot úhlů η , β , γ , δ , κ



Obr. 3.6 Graf závislosti úhlů β , γ , δ , κ na úhlu polohy věže η
Průběh úhlů je vidět v obrázku 3.6.

Na obrázku 3.7 je pro úhel $\alpha=57^\circ$ provedena grafická kontrola v softwaru Autocad. Porovnáním hodnot je patrné, že hodnoty z analytického výpočtu odpovídají hodnotám z grafické kontroly.

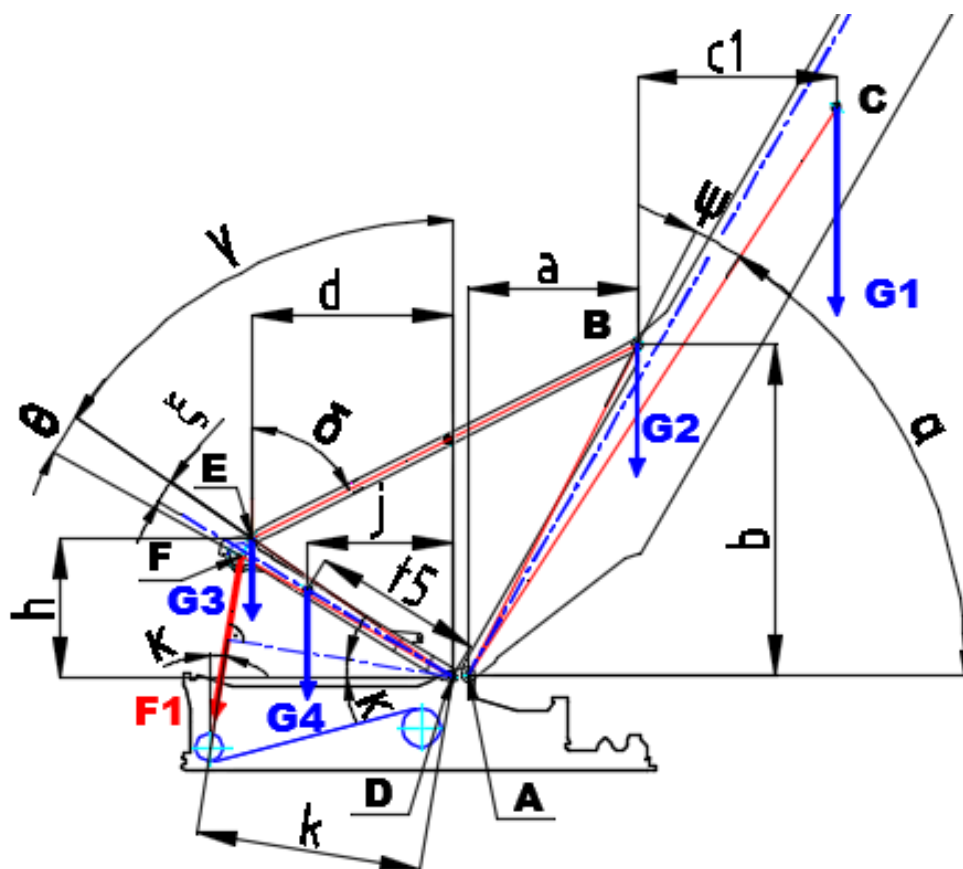
$$\alpha = 57 \cdot \text{deg} \quad \eta(\alpha) = 60 \cdot \text{deg} \quad \beta(\alpha) = 117 \cdot \text{deg} \quad \gamma(\alpha) = 55 \cdot \text{deg} \quad \delta(\alpha) = 63 \cdot \text{deg} \quad \kappa(\alpha) = 9 \cdot \text{deg}$$



Obr. 3.7 Hodnoty úhlů β , γ , δ , κ pro úhel $\alpha=57^\circ$ a $\eta=60^\circ$

3.3 Určení rozměrů a, b, c1, d, h, j a k jako funkce úhlu α

Na obrázku 3.8 jsou znázorněné jednotlivé rozměry a úhly pro výpočet



Obr. 3.8 Schéma mechanismu s rozměry pro výpočet

Vzdálenost a, b, c1 mezi body AB, AB a BC jako funkce úhlu α

$$a(\alpha) := AB \cdot \cos(\alpha + \psi)$$

$$b(\alpha) := AB \cdot \sin(\alpha + \psi)$$

$$c1(\alpha) := AC \cdot \cos(\alpha) - AB \cdot \cos(\alpha + \psi)$$

Vzdálenost d, h, j mezi body ED, D s těžištěm rámu jako funkce úhlu $\gamma(\alpha)$

$$d(\alpha) := DE \cdot \sin(\gamma(\alpha))$$

$$h(\alpha) := DE \cdot \cos(\gamma(\alpha))$$

$$j(\alpha) := t5 \cdot \sin(\xi + \gamma(\alpha))$$

Vzdálenost k, která je kolmá na lano z bodu D jako funkce úhlů $\gamma(\alpha)$ a $\kappa(\alpha)$

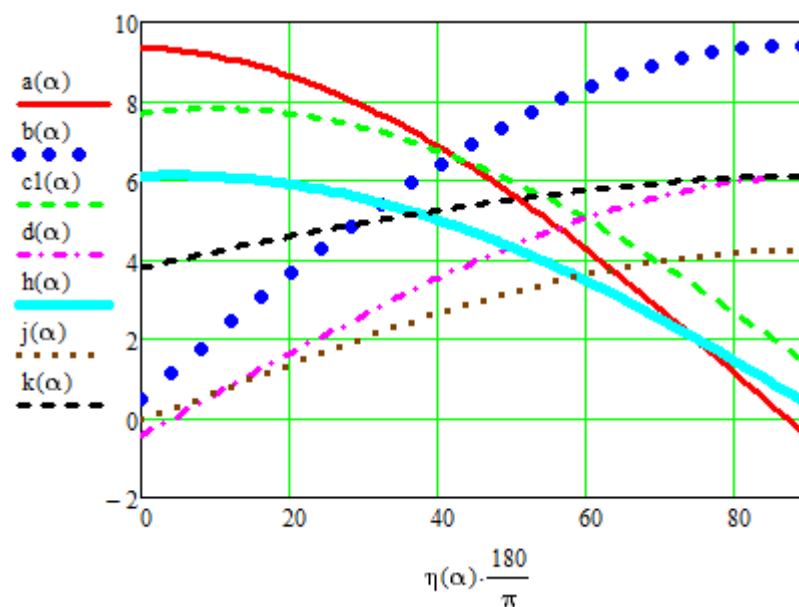
$$k(\alpha) := DF \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta - \gamma(\alpha) - \kappa(\alpha)\right)$$

$\alpha =$	$\eta(\alpha) =$	$a(\alpha) =$	$b(\alpha) =$	$c1(\alpha) =$
-3 ·deg	0 ·deg	9363 ·mm	465 ·mm	7691 ·mm
7	10	9140	2084	7811
17	20	8639	3639	7693
27	30	7876	5084	7342
37	40	6874	6375	6767
47	50	5662	7471	5987
57	60	4279	8341	5025
67	70	2765	8957	3910
77	80	1168	9302	2677
87	90	-465	9363	1362

Tab. 4 Tabulky hodnot rozměrů a, b, c1

$\alpha =$	$\eta(\alpha) =$	$d(\alpha) =$	$h(\alpha) =$	$j(\alpha) =$	$k(\alpha) =$
-3 ·deg	0 ·deg	-412 ·mm	6116 ·mm	-43 ·mm	3801 ·mm
7	10	613	6099	665	4202
17	20	1632	5909	1363	4578
27	30	2616	5544	2029	4924
37	40	3534	5009	2643	5238
47	50	4355	4314	3183	5515
57	60	5050	3475	3630	5750
67	70	5590	2515	3966	5940
77	80	5953	1462	4176	6074
87	90	6120	350	4247	6120

Tab. 5 Tabulky hodnot rozměrů d, h, j, k

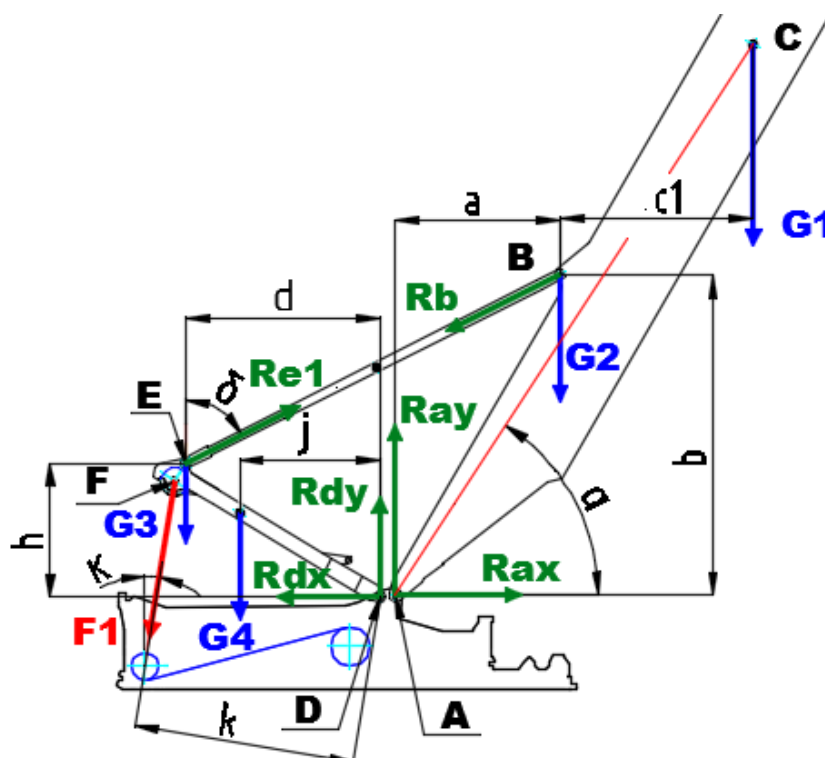


Obr. 3.9 Graf rozměrů a, b, c1, d, h, j, k

4 Řešení síly v laně a reakcí ve vazbách

4.1 Rovnice rovnováhy, výpočet reakcí a síly bez pasivních odporů

Na obrázku 4.1 jsou znázorněny síly a reakce pro výpočet



Obr. 4.1 Schéma sil a reakcí

Síla od tíhy podpěry s působištem v těžišti byla nahrazena dvěma složkami G2 a G3 v kloubech B a E, viz kapitola 2.5. Tato operace umožnila, aby podpěra (člen 3, viz obrázek 2.20) mohla být v rámci mechanismu považována za nezatížený binární člen. Tím je znám směr reakcí $R_b \equiv R_{e1}$, a to ve směru spojnice bodů B a E. Tím pádem není třeba řešit soustavu 9 rovnic o 9 neznámých, což Mathcad při všech neznámých jako funkce úhlu α nezvládl. Místo toho je možné zvlášť vyřešit rovnováhu věže (člen 2, viz obrázek 2.20) a rámu (člen 4, viz obrázek 2.20).

$$\Sigma F_{ix} = 0 \quad R_{ax} - R_b \cdot \sin(\delta(\alpha)) = 0$$

$$\Sigma F_{iy} = 0 \quad R_{ay} - R_b \cdot \cos(\delta(\alpha)) - G_1 - G_2 = 0$$

$$\Sigma M_{ib} = 0 \quad -R_{ay} \cdot a(\alpha) + R_{ax} \cdot b(\alpha) - G_1 \cdot c_1(\alpha) = 0$$

$$R_b = R_{e1}$$

+

$$\Sigma F_{ix} = 0 \quad R_{e1} \cdot \sin(\delta(\alpha)) - F_1 \cdot \sin(\kappa(\alpha)) - R_{dx} = 0$$

$$\Sigma F_{iy} = 0 \quad R_{dy} + R_{e1} \cdot \cos(\delta(\alpha)) - G_4 - G_3 - F_1 \cdot \cos(\kappa(\alpha)) = 0$$

$$\Sigma M_{id} = 0 \quad (-R_{e1} \cdot \sin(\delta(\alpha)) \cdot h(\alpha) - R_{e1} \cdot \cos(\delta(\alpha)) \cdot d(\alpha)) + G_4 \cdot j(\alpha) + G_3 \cdot d(\alpha) + F_1 \cdot k(\alpha) = 0$$

Úprava prvních třech rovnic pro vyjádření reakce Rb

$$R_{ax} = R_b \cdot \sin(\delta(\alpha))$$

$$R_{ay} = R_b \cdot \cos(\delta(\alpha)) + G_1 + G_2$$

$$(R_b \cdot \cos(\delta(\alpha)) + G_1 + G_2) \cdot a(\alpha) - (R_b \cdot \sin(\delta(\alpha))) \cdot b(\alpha) + G_1 \cdot c_1(\alpha) = 0$$

Výpočet reakce Rb ze známé síly G1 a G2

$$R_b(\alpha) := \frac{-G_1 \cdot c_1(\alpha) - G_1 \cdot a(\alpha) - G_2 \cdot a(\alpha)}{\cos(\delta(\alpha)) \cdot a(\alpha) - \sin(\delta(\alpha)) \cdot b(\alpha)}$$

Výpočet reakcí Rax, Ray a Re1 ze známé síly G1, G2 a reakce Rb

$$R_{ax}(\alpha) := R_b(\alpha) \cdot \sin(\delta(\alpha))$$

$$R_{ay}(\alpha) := R_b(\alpha) \cdot \cos(\delta(\alpha)) + G_1 + G_2$$

$$R_{e1}(\alpha) := R_b(\alpha)$$

Výpočet síly F1 ze známé síly G3, G4 a reakce Re1

$$F_1(\alpha) := \frac{R_{e1}(\alpha) \cdot \sin(\delta(\alpha)) \cdot h(\alpha) + R_{e1}(\alpha) \cdot \cos(\delta(\alpha)) \cdot d(\alpha) - G_4 \cdot j(\alpha) - G_3 \cdot d(\alpha)}{k(\alpha)}$$

Výpočet reakcí Rdx a Rdy ze známé síly F1, G3, G4 a reakce Re1

$$R_{dx}(\alpha) := R_{e1}(\alpha) \cdot \sin(\delta(\alpha)) - F_1(\alpha) \cdot \sin(\kappa(\alpha))$$

$$R_{dy}(\alpha) := -R_{e1}(\alpha) \cdot \cos(\delta(\alpha)) + G_4 + G_3 + F_1(\alpha) \cdot \cos(\kappa(\alpha))$$

Výpočet celkové reakce Ra v bodě A

$$R_a(\alpha) := \sqrt{R_{ax}(\alpha)^2 + R_{ay}(\alpha)^2}$$

Výpočet celkové reakce Rd v bodě D

$$R_d(\alpha) := \sqrt{R_{dx}(\alpha)^2 + R_{dy}(\alpha)^2}$$

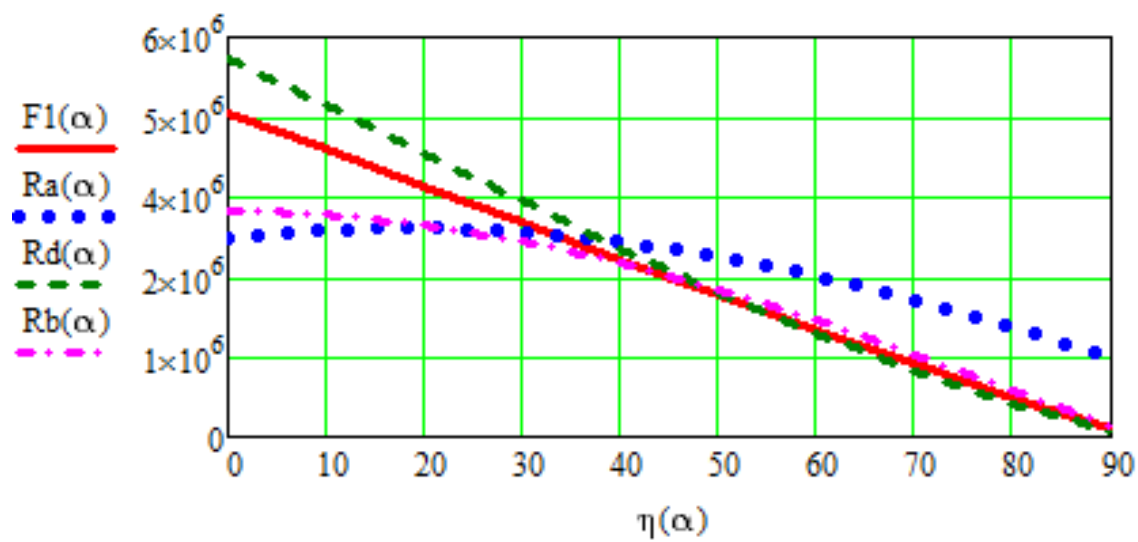
$\alpha =$	$\eta(\alpha) =$	$R_{ax}(\alpha) =$	$R_{ay}(\alpha) =$	$R_a(\alpha) =$	$R_b(\alpha) =$
-3	0	2908	-702	2991	3389
7	10	3104	-172	3109	3333
17	20	3111	393	3135	3177
27	30	2928	930	3072	2930
37	40	2579	1378	2924	2601
47	50	2105	1688	2698	2202
57	60	1558	1827	2401	1745
67	70	1000	1781	2043	1244
77	80	492	1556	1632	713
87	90	91	1177	1181	164

Tab. 6 Tabulky hodnot reakcí Ra, Rax, Ray a Rb

$\alpha =$	$\eta(\alpha) =$	$R_d(\alpha) =$	$R_{dx}(\alpha) =$	$R_{dy}(\alpha) =$	$F_1(\alpha) =$
-3	0	5673	-28	5673	4869
7	10	4969	786	4906	4322
17	20	4250	1353	4029	3770
27	30	3533	1665	3116	3217
37	40	2834	1734	2241	2669
47	50	2167	1596	1466	2129
57	60	1547	1299	839	1601
67	70	984	904	388	1087
77	80	492	477	120	589
87	90	93	91	16	106

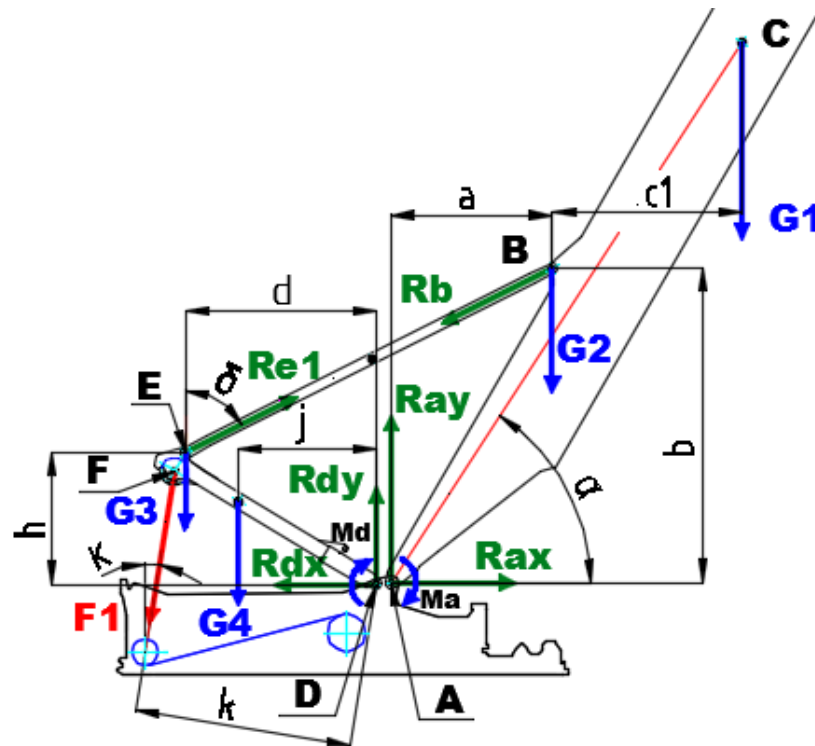
Tab. 7 Tabulky hodnot reakcí R_d , R_{dx} , R_{dy} a síly F_1

Na obrázku 4.2 je znázorněn průběh reakcí a síly. Kontrola vypočtených reakcí a síly byla provedena porovnáním reakcí a síly pro jednu polohu a to pro úhel $\eta = 0^\circ$, kdy je síla F_1 největší.



Obr. 4.2 Graf sil a reakcí – zanedbán vliv tření v čepech

4.2 Rovnice rovnováhy, výpočet reakcí, sil s uvažováním čepového tření



Obr. 4.3 Schéma sil, momentů a reakcí

Rovnice rovnováhy pro zvedání věže viz obrázek 4.3

$$\Sigma F_{ix} = 0 \quad R_{tax} - R_{tb} \cdot \sin(\delta(\alpha)) = 0$$

$$\Sigma F_{iy} = 0 \quad R_{tay} - R_{tb} \cdot \cos(\delta(\alpha)) - G_1 - G_2 = 0$$

$$\Sigma M_{ib} = 0 \quad -R_{tay} \cdot a(\alpha) + R_{tax} \cdot b(\alpha) - G_1 \cdot c_1(\alpha) - M_a = 0$$

$$R_{tb} = R_{te1}$$

$$\Sigma F_{ix} = 0 \quad R_{te1} \cdot \sin(\delta(\alpha)) - F_{t1} \cdot \sin(\kappa(\alpha)) - R_{tdx} = 0$$

$$\Sigma F_{iy} = 0 \quad R_{tdy} + R_{te1} \cdot \cos(\delta(\alpha)) - G_4 - G_3 - F_{t1} \cdot \cos(\kappa(\alpha)) = 0$$

$$\Sigma M_{id} = 0 \quad -R_{te1} \cdot \sin(\delta(\alpha)) \cdot h(\alpha) - R_{te1} \cdot \cos(\delta(\alpha)) \cdot d(\alpha) + G_4 \cdot j(\alpha) + G_3 \cdot d(\alpha) + F_{t1} \cdot k(\alpha) - M_d = 0$$

Zadané hodnoty – poloměry čepů, součinitel tření

$$r_1 := 80\text{mm} \quad r_2 := 60\text{mm} \quad f := 0.18$$

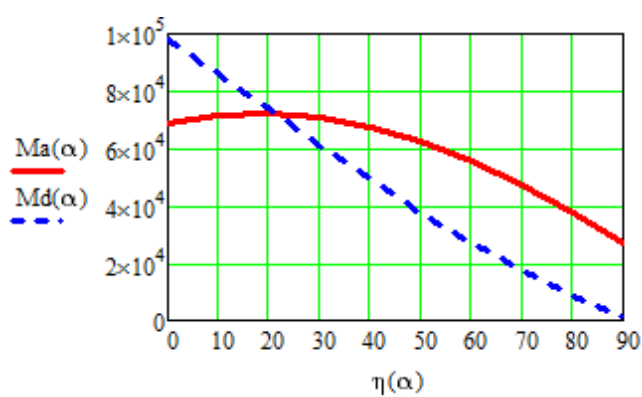
Pro účely výpočtu byly zavedeny počáteční momenty čepového tření, které byly následně upraveny podle vypočtených reakcí R_{ta} a R_{td}

$$\text{bod A} \quad M_a(\alpha) := r_1 \cdot f_c \cdot R_a(\alpha)$$

$$\text{bod D} \quad M_d(\alpha) := r_2 \cdot f_c \cdot R_d(\alpha)$$

$\alpha =$	$\eta(\alpha) =$	$Ma(\alpha) =$	$Md(\alpha) =$
-3 · deg	0 · deg	68 · kN·m	96 · kN·m
7	10	70	84
17	20	71	72
27	30	69	60
37	40	66	48
47	50	61	37
57	60	54	26
67	70	46	17
77	80	37	8
87	90	27	2

Tab. 8 Tabulky hodnot momentů čepového tření



Obr. 4.4 Graf momentu čepového tření

Úprava prvních třech rovnic pro vyjádření reakce R_{tb}

$$R_{tax} = R_{tb} \cdot \sin(\delta(\alpha))$$

$$R_{tay} = R_{tb} \cdot \cos(\delta(\alpha)) + G_1 + G_2$$

$$(R_{tb} \cdot \cos(\delta(\alpha)) + G_1 + G_2) \cdot a(\alpha) - (R_{tb} \cdot \sin(\delta(\alpha))) \cdot b(\alpha) + G_1 \cdot c_1(\alpha) + Ma = 0$$

Výpočet reakce R_{tb} ze známé síly G_1 , G_2 a momentu Ma

$$R_{tb}(\alpha) := \frac{-G_1 \cdot c_1(\alpha) - G_1 \cdot a(\alpha) - G_2 \cdot a(\alpha) + Ma(\alpha)}{\cos(\delta(\alpha)) \cdot a(\alpha) - \sin(\delta(\alpha)) \cdot b(\alpha)}$$

Výpočet reakcí R_{tax} , R_{tay} a R_{tel} ze známé síly G_1 , G_2 a reakce R_{tb}

$$R_{tax}(\alpha) := R_{tb}(\alpha) \cdot \sin(\delta(\alpha))$$

$$R_{tay}(\alpha) := R_{tb}(\alpha) \cdot \cos(\delta(\alpha)) + G_1 + G_2$$

$$R_{tel}(\alpha) := R_{tb}(\alpha)$$

Výpočet síly F_{t1} ze známé síly G_3 , G_4 , reakce R_{tel} a momentu Md

$$F_{t1}(\alpha) := \frac{R_{tel}(\alpha) \cdot \sin(\delta(\alpha)) \cdot h(\alpha) + R_{tel}(\alpha) \cdot \cos(\delta(\alpha)) \cdot d(\alpha) - G_4 \cdot j(\alpha) - G_3 \cdot d(\alpha) + Md(\alpha)}{k(\alpha)}$$

Výpočet reakcí Rtdx a Rtdy ze známé síly Ft1, G3, G4 a reakce Rte1

$$Rtdx(\alpha) := Rte1(\alpha) \cdot \sin(\delta(\alpha)) - Ft1(\alpha) \cdot \sin(\kappa(\alpha))$$

$$Rtdy(\alpha) := -Rte1(\alpha) \cdot \cos(\delta(\alpha)) + G4 + G3 + Ft1(\alpha) \cdot \cos(\kappa(\alpha))$$

Výpočet celkové reakce Rta v bodě A

$$Rta(\alpha) := \sqrt{Rtax(\alpha)^2 + Rtay(\alpha)^2}$$

Výpočet celkové reakce Rtd v bodě D

$$Rtd(\alpha) := \sqrt{Rtdx(\alpha)^2 + Rtdy(\alpha)^2}$$

$\alpha =$	$\eta(\alpha) =$	$Rtax(\alpha) =$	$Rtay(\alpha) =$	$Rta(\alpha) =$	$Rtb(\alpha) =$
-3	deg 0	deg 2897	deg -695	deg 2979	deg 3377
7	10	3092	-167	3097	3319
17	20	3098	396	3123	3164
27	30	2915	931	3060	2917
37	40	2567	1377	2913	2589
47	50	2094	1685	2688	2191
57	60	1549	1823	2392	1736
67	70	993	1776	2035	1236
77	80	487	1551	1626	706
87	90	89	1173	1176	160

Tab. 9 Tabulky hodnot reakcí Rta, Rtax, Rtay a Rtb

$\alpha =$	$\eta(\alpha) =$	$Rtd(\alpha) =$	$Rtdx(\alpha) =$	$Rtdy(\alpha) =$	$Ft1(\alpha) =$
-3	deg 0	deg 5672	deg -43	deg 5672	deg 4876
7	10	4964	772	4904	4324
17	20	4243	1340	4026	3770
27	30	3525	1652	3113	3215
37	40	2826	1723	2239	2666
47	50	2160	1587	1465	2125
57	60	1540	1291	839	1596
67	70	979	898	389	1082
77	80	488	473	120	584
87	90	90	89	17	103

Tab. 10 Tabulky hodnot reakcí Rtd, Rtdx, Rtdy a síly Ft1

$\alpha =$	$\eta(\alpha) =$	$Ra(\alpha) =$	$Rta(\alpha) =$	$Rd(\alpha) =$	$Rtd(\alpha) =$
-3	0	2991	2979	5673	5672
7	10	3109	3097	4969	4964
17	20	3135	3123	4250	4243
27	30	3072	3060	3533	3525
37	40	2924	2913	2834	2826
47	50	2698	2688	2167	2160
57	60	2401	2392	1547	1540
67	70	2043	2035	984	979
77	80	1632	1626	492	488
87	90	1181	1176	93	90

Tab. 11 Tabulky hodnot pro porovnání reakcí Ra , Rd s reakcemi Rta , Rtd

Hodnoty Rta oproti Ra a Rtd oproti Rd se nepatrně liší, provedu tedy aproximaci ve výpočtu momentů čepového tření.

$$Mna(\alpha) := r1 \cdot fc \cdot Rta(\alpha)$$

$$Mnd(\alpha) := r2 \cdot fc \cdot Rtd(\alpha)$$

Momenty Mna a Mnd dosadím do rovnic místo počátečních Ma a Md a znovu provedu přepočet reakcí a síly.

$$Rtnb(\alpha) := \frac{-G1 \cdot c1(\alpha) - G1 \cdot a(\alpha) - G2 \cdot a(\alpha) + Mna(\alpha)}{\cos(\delta(\alpha)) \cdot a(\alpha) - \sin(\delta(\alpha)) \cdot b(\alpha)}$$

$$Rtnax(\alpha) := Rtnb(\alpha) \cdot \sin(\delta(\alpha))$$

$$Rtnay(\alpha) := Rtnb(\alpha) \cdot \cos(\delta(\alpha)) + G1 + G2$$

$$Rtna(\alpha) := \sqrt{Rtnax(\alpha)^2 + Rtnay(\alpha)^2}$$

$$Rtnel(\alpha) := Rtnb(\alpha)$$

$$Ftn1(\alpha) := \frac{Rtnel(\alpha) \cdot \sin(\delta(\alpha)) \cdot h(\alpha) + Rtnel(\alpha) \cdot \cos(\delta(\alpha)) \cdot d(\alpha) - G4 \cdot j(\alpha) - G3 \cdot d(\alpha) + Mnd(\alpha)}{k(\alpha)}$$

$$Rtndx(\alpha) := Rtnel(\alpha) \cdot \sin(\delta(\alpha)) - Ftn1(\alpha) \cdot \sin(\kappa(\alpha))$$

$$Rtndy(\alpha) := -Rtnel(\alpha) \cdot \cos(\delta(\alpha)) + G4 + G3 + Ftn1(\alpha) \cdot \cos(\kappa(\alpha))$$

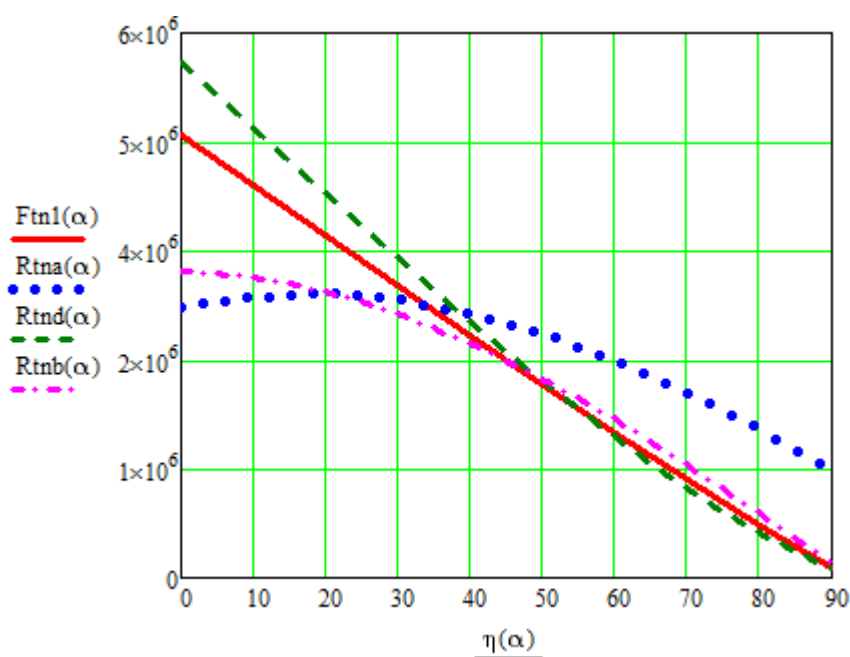
$$Rtnd(\alpha) := \sqrt{Rtndx(\alpha)^2 + Rtndy(\alpha)^2}$$

$\alpha =$	$\eta(\alpha) =$	$R_{tnax}(\alpha) =$	$R_{tnay}(\alpha) =$	$R_{tna}(\alpha) =$	$R_{tnb}(\alpha) =$
-3	0	2897	-695	2979	3377
7	10	3092	-167	3097	3320
17	20	3098	396	3123	3164
27	30	2915	931	3060	2917
37	40	2567	1377	2913	2589
47	50	2094	1685	2688	2191
57	60	1549	1823	2392	1736
67	70	993	1776	2035	1236
77	80	487	1551	1626	706
87	90	89	1173	1176	160

Tab. 12 Tabulky hodnot reakcí R_{tna} , R_{tnax} , R_{tnay} a R_{tnb}

$\alpha =$	$\eta(\alpha) =$	$R_{tnd}(\alpha) =$	$R_{tndx}(\alpha) =$	$R_{tndy}(\alpha) =$	$F_{tn1}(\alpha) =$
-3	0	5672	-43	5672	4876
7	10	4964	772	4904	4324
17	20	4243	1340	4026	3770
27	30	3525	1652	3113	3215
37	40	2826	1723	2239	2666
47	50	2160	1587	1465	2125
57	60	1540	1291	839	1596
67	70	979	898	389	1082
77	80	488	473	120	584
87	90	90	89	17	103

Tab. 13 Tabulky hodnot reakcí R_{tnd} , R_{tndx} , R_{tndy} a síly F_{tn1}



Obr. 4.5 Graf sil a reakcí, započítán vliv tření v čepích

Na obrázku 4.5 je znázorněn průběh reakcí a síly pokud se započítá vliv tření v čepích

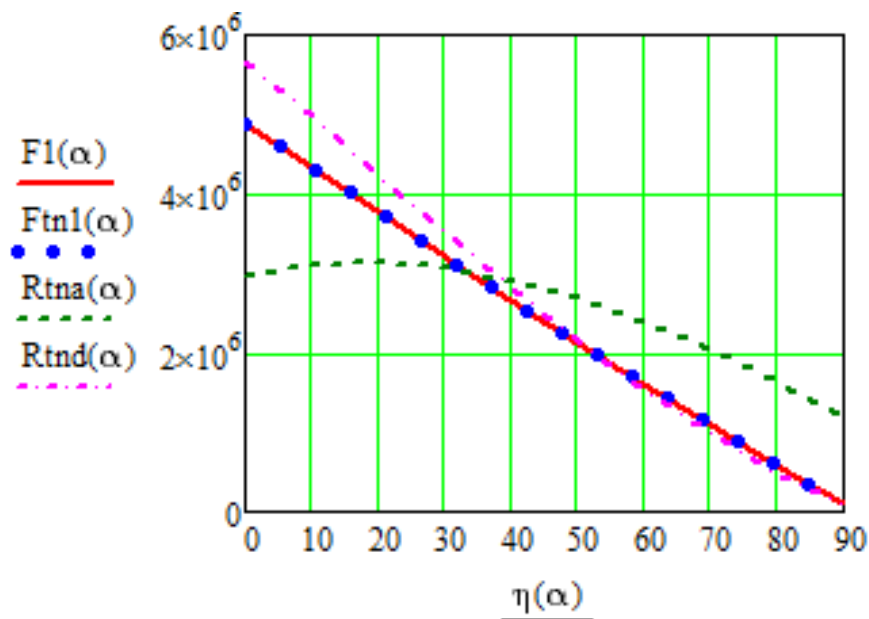
4.3 Srovnání výsledků

Porovnání rozdílu mezi silou $F1$ a F_{tn1} , to je silou vypočtenou se zanedbaným čepovým třením a silou vypočtenou se zahrnutým čepovým třením.

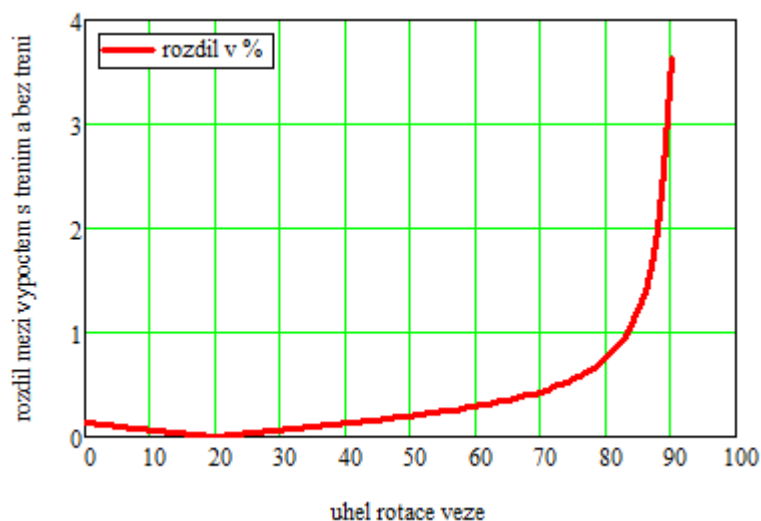
$$\text{rozdl}(\alpha) := \frac{|F_{tn1}(\alpha) - F1(\alpha)|}{|F1(\alpha)|} \cdot 100\%$$

$\alpha =$	$\eta(\alpha) =$	$\text{rozdl}(\alpha) =$	$F1(\alpha) =$	$F_{tn1}(\alpha) =$
-3 ·deg	0 ·deg	0.14 ·%	4869 ·kN	4876 ·kN
7	10	0.06	4322	4324
17	20	0	3770	3770
27	30	0.06	3217	3215
37	40	0.13	2669	2666
47	50	0.2	2129	2125
57	60	0.29	1601	1596
67	70	0.43	1087	1082
77	80	0.75	589	584
87	90	3.63	106	103

Tab. 14 Tabulky rozdílu mezi silou $F1$ a F_{tn1}



Obr. 4.6 Graf sil $F1$, F_{tn1} , $Rtna$, $Rtna$



Obr. 4.7 Rozdíl mezi silami F_1 a F_{tn1} v procentech

Srovnáním v obrázku 4.6 výsledné síly F_1 bez a F_{tn1} s účinky čepového tření, je možné vidět, že síly jsou velmi podobné. Z obrázku 4.7 je vidět, že rozdíl mezi F_1 a F_{tn1} je do 1% pro úhel rotace věže od 0° až po úhel 83° . Od úhlu 83° až do 90° rozdíl stoupá z hodnoty 1% až po necelé 4%. To je zapříčiněno výraznějším vlivem momentu čepového tření v ložisku v bodě A při malých hodnotách síly F_{tn1} , neboť reakce R_{tna} neprobíhá obdobně jako síla F_{tn1} . Pokud se ve výpočtu zanedbá pasivní odpor, bude chyba 1% pro oblast s vysokými hodnotami síly F_{tn1} . Tato oblast nás zajímá pro dimenzování lana a lanového bubnu. Rozdíl 1% se dá akceptovat.

5 Závěr

V praxi se ve výpočtu mechanismu, který zvedá vrtanou věž do svislé polohy, zanedbává vliv tření v čepích. Nicméně se počítá s vlivem tuhosti v laně, což je jiný typ pasivního odporu. To dalo podnět zjistit, jaký vliv má i zanedbávaný pasivní odpor z čepového tření. Vliv z čepového tření je do 1% z maximální síly v lanech.

6 Seznam použité literatury

- [1] HUISMAN, *Worldwide lifting, drilling and pipelaying solutions, LOC400 Drilling Rig*, Schiedam, 2015, dostupný z internetu
<www.huismanequipment.com/documenten/brochure_loc_400_26102015_mail.pdf>
- [2] PODEŠVA, J., *Základy mechaniky*. Ostrava: VŠB-TUO, dostupný z internetu
<www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/ZMech/CD_Zaklady_mechaniky/text/ZM07_treni.pdf>
- [3] HORYL, P., *Statika a dynamika*. Ostrava: VŠB-TUO, 1979
- [4] ŠEBEK, R., *Mechanika-Statika*. Fakulta strojní Západočeské univerzity v Plzni, 2012, dostupný z Internetu
<kke.zcu.cz/export/sites/kke/old_web/_files/projekty/enazp/17/IUT/177_Mechanika_statika_IUT_P1.pdf>
- [5] HOFÍREK, M., *Mechanika Statika učebnice*. Havlíčkův Brod: FRAGMENT, 1998, ISBN 80-7200-231-7
- [6] ŠIDLOF, P., *Statika s pasivními odpory – čepové, valivé a pásové tření*. Technická univerzita v Liberci, dostupný z Internetu
<www.fm.tul.cz/esf0247/index.php?download=185>,
<bacula.nti.tul.cz/~petr.sidlof/vyuka/NTI-MEC/prednasky/pr06-Statika-5.pdf>
- [7] JULINA, M., ŘEŘÁBEK, A., *Mechanika Statika pro školu a praxi*. Praha: Scienta-pedagogické nakladatelství, 2000, ISBN 80-7183-188-3
- [8] MALINOVSKÝ, V., *Tření*. Praha: ČVUT, 2016, dostupný z Internetu
<<http://mech.fd.cvut.cz/members/malinovsky/kinematika-dynamika/01%20-%20KIAD%20-%20Treni.pptx/view>>
- [9] JULIŠ, K., BREPTA, R., *Mechanika I. díl: Statika a kinematika*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1986
- [10] *Počítačová podpora zpracování týmových projektů MATHCAD*. Ostrava: VŠB-TUO, 2011 dostupný z Internetu <<http://elearning-330.vsb.cz/mathcad/index.htm>>
- [11] HLAVÁČKOVÁ, M., *Statika*. Ostrava: VŠB-TUO, 2007 dostupný z Internetu
<http://elearning-330.vsb.cz/Statika_elearning/index.html>